

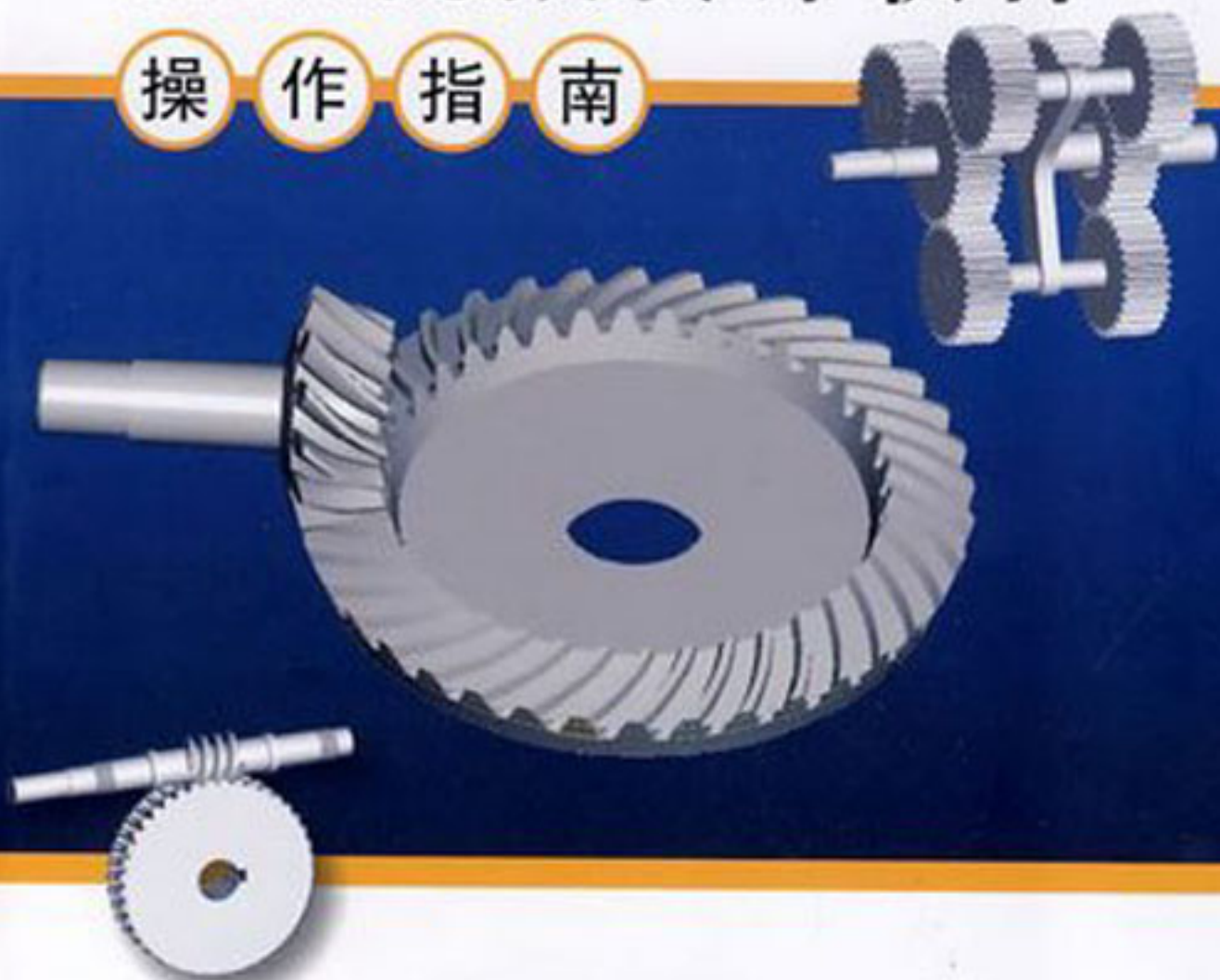
博士爱机械设计院 著

- 传动优化设计方案
- 平面工程图自动生成
- 自动生成ProE三维图形

DRLE

智能机械设计软件

操 作 指 南



清华大学出版社

DRLE 智能机械设计软件 操作指南

博士爱机械设计院 著

清华大学出版社

北 京

内 容 简 介

DRLE(博士爱)智能机械设计软件 V1.3(V1.5)版本是当今实用的传动机械产品的优化设计方案。本书分为 3 篇,共 34 章。上篇是理论范例。从初步设计、几何计算到强度验算,对范例做出全面的过程解析;中篇和下篇是讲解 DRLE V1.3 版本、DRLE V1.5 版本的操作实例的帮助文献。本软件包含圆柱齿轮、弧齿锥齿轮、行星齿轮、蜗轮蜗杆、摆线针轮、多级减速器传动比的分配、链轮、同步带轮、V 带轮的优化设计等内容。DRLE V1.3 版本包含根据验算得出的计算结果自动生成的 AutoCAD 工程图;DRLE V1.5 版本在 DRLE V1.3 版本的基础上增加了摆线针轮减速器的设计、多种类型的同步带设计以及轴类设计力学图形分析和轴承选择。DRLE V1.5 版本还显示了根据几何计算结果自动生成的 ProE 三维图形。

本书面向实际应用,可为机械设计、研究人员和工程技术人员在机械传动设计过程中提供有效的帮助,提高设计数据的准确性和安全性;同时适用于大专院校师生、技术爱好者学习与参考。

本书附带一张实用的 DRLE V1.3 版本软件光盘试用版,以帮助读者在实际操作过程中切实运用。

版权所有,侵权必究。侵权举报电话:010-62782989 13701121933

图书在版编目(CIP)数据

DRLE 智能机械设计软件操作指南/博士爱机械设计院著. —北京:清华大学出版社, 2009. 11

ISBN 978-7-302-21275-1

I. D… II. 博… III. 机械设计: 计算机辅助设计—应用软件, DRLE—指南
IV. TH122-62

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2009)第 182118 号

责任编辑:张秋玲

责任校对:刘玉霞

责任印制:

出版发行:清华大学出版社

<http://www.tup.com.cn>

社 总 机:010-62770175

投稿与读者服务:010-62776969, c-service@tup.tsinghua.edu.cn

质 量 反 馈:010-62772015, zhiliang@tup.tsinghua.edu.cn

地 址:北京清华大学学研大厦 A 座

邮 编:100084

邮 购:010-62786544

印 刷 者:

装 订 者:

经 销:全国新华书店

开 本:185×260

印 张:30.75

字 数:747 千字

版 次:2009 年 11 月第 1 版

印 次:2009 年 11 月第 1 次印刷

印 数:1~0000

定 价:0.00 元(附光盘 1 张)

本书如存在文字不清、漏印、缺页、倒页、脱页等印装质量问题,请与清华大学出版社出版部联系调换。
联系电话:010-62770177 转 3103 产品编号:-

前言

Foreword

DRLE(博士爱)智能机械设计软件 V1.3(V1.5)是当今实用的传动机械产品的优化设计方案。从初步设计、几何计算到强度校核,从自动绘制工程平面图到自动绘制 ProE 三维立体图,它广泛应用于传动机械领域,包括工程机械、塑料机械、化工机械、包装机械,以及汽车、航天等工业的传动设备与工业制造领域。一旦熟练掌握此软件,就可以在极短的时间内,通过优化设计,解决实际设计过程中存在的困难,创新设计思路,提高新产品的设计质量,为企业创造更高的经济效益。

2008年3月7日,DRLE智能机械设计软件获得中华人民共和国国家版权局著作权,并原始取得其全部权利,字号为2008SR05116;该软件在市场中得到用户一致好评,2008年获得“中国机械设计软件行业十大影响力品牌”的荣誉。

本书分为3篇,共34章。上篇是理论范例。从初步设计、几何计算到强度验算,对范例做出全面的过程解析,重点是帮助读者通过过程解题,掌握设计思路,从而掌握设计过程的可行性和可靠性。中篇和下篇分别讲解 DRLE V1.3 和 DRLE V1.5 操作实例的帮助文献。本软件包含圆柱齿轮、弧齿锥齿轮、行星齿轮、蜗轮蜗杆、摆线针轮、链轮、同步带轮、V带轮的优化设计,以及多级减速器传动比的分配等内容。对齿轮传动,在加大接触和弯曲强度的基础上,从初步设计到几何计算优化设计,保证了齿轮运动过程中不产生根切,并降低了运动噪声,从而在同等级的齿轮传动中,增加了传动效率。由几何计算的结果,根据工作条件进行接触强度与弯曲强度的校核,保证了设计过程的可行性。软件具有对同一界面中有不同已知条件的解决方法。通过学习掌握,可以灵活使用本软件。

DRLE V1.3 软件中的工程平面图与 AutoCAD 2005 或 AutoCAD 2006 兼容,而 DRLE V1.5 软件中的工程平面图与 AutoCAD 2008 兼容,自动生成 CAD 工程图。用户可以根据需求对图形做相应的增加或调整。DRLE V1.5 的三维绘图则与 ProE 2.0 以上的版本兼容,不仅能在 ProE 中生成精确的三维实体,做运动仿真和分析,还可以随着 ProE 其他的图形装配做运动仿真和分析。

本书附带一张实用 DRLE V1.3 软件光盘试用版,以帮助读者在实际操作过程中切实运用。

感谢全国人大常委会副委员长司马义·铁力瓦尔地、全国政协副主席李蒙等国家领导人对博士爱工作的高度重视及大力支持;感谢清华大学出版社张秋玲编审为此书做出的巨大贡献;同时,也非常感谢博士爱全体员工所付出的努力。

最后,再次感谢在本书撰写过程中,给予我们帮助的所有人,我们热切期望读者对本书提供宝贵意见。

欢迎致信:laifuk@163.com。

彭来喜

2009年9月

目 录

Contents

上篇 机械设计理论计算示例

| | |
|-------------------------|-----|
| 第 1 章 圆柱齿轮传动设计 | 3 |
| 1.1 外啮合圆柱齿轮传动设计 | 3 |
| 1.2 内啮合圆柱齿轮传动设计 | 17 |
| 第 2 章 圆锥齿轮传动设计 | 29 |
| 2.1 直齿锥齿轮传动设计(格里森齿制) | 29 |
| 2.2 弧齿锥齿轮传动设计(格里森齿制) | 42 |
| 2.3 非零分度锥综合变位锥齿轮传动设计 | 50 |
| 第 3 章 渐开线行星齿轮传动设计 | 59 |
| 3.1 NGW 型行星齿轮传动设计 | 59 |
| 3.2 NW 型行星齿轮传动设计 | 77 |
| 3.3 NN 型行星齿轮传动设计 | 90 |
| 3.4 WW 型行星齿轮传动设计 | 104 |
| 3.5 NGWN(I)型行星齿轮传动设计 | 113 |
| 3.6 NGWN(II)型行星齿轮传动设计 | 123 |
| 第 4 章 摆线针轮传动设计 | 138 |
| 第 5 章 蜗杆传动设计 | 147 |
| 5.1 普通圆柱蜗杆传动设计 | 147 |
| 5.2 圆弧圆柱蜗杆传动设计 | 154 |
| 5.3 直廓环面蜗杆传动设计 | 158 |
| 5.4 平面二次包络蜗杆传动设计 | 162 |
| 第 6 章 V 带传动设计 | 168 |
| 6.1 普通 V 带传动设计 | 168 |
| 6.2 基准宽度制窄 V 带传动设计 | 175 |
| 6.3 有效宽度制窄 V 带传动设计 | 179 |

| | |
|---|------------|
| 第 7 章 同步带传动设计 | 184 |
| 7.1 周节制同步带传动设计 | 184 |
| 7.2 模数制同步带传动设计 | 187 |
| 7.3 特殊节距制同步带传动设计 | 189 |
| 7.4 圆弧齿同步带传动设计 | 192 |
| 第 8 章 滚子链传动设计 | 197 |
| 第 9 章 轴类设计 | 202 |
| 第 10 章 减速器的传动比分配 | 208 |
| 第 11 章 圆柱螺旋弹簧设计 | 211 |
| 11.1 圆柱螺旋压缩弹簧设计..... | 211 |
| 11.2 圆柱螺旋拉伸弹簧设计..... | 216 |
| 11.3 圆柱螺旋扭转弹簧设计..... | 219 |
| 中篇 DRLE 智能机械设计软件 1.3 版本操作指南 | |
| 第 12 章 DRLE 智能机械设计软件 1.3 版本的安装 | 225 |
| 第 13 章 圆柱齿轮传动设计与绘图 | 227 |
| 13.1 外啮合圆柱齿轮传动设计与绘图..... | 227 |
| 13.2 内啮合圆柱齿轮传动设计与绘图..... | 238 |
| 第 14 章 圆锥齿轮传动设计与绘图 | 243 |
| 14.1 直齿锥齿轮传动设计与绘图..... | 243 |
| 14.2 弧齿锥齿轮传动设计与绘图..... | 247 |
| 14.3 新型“非零”分度锥综合变位锥齿轮传动设计与绘图..... | 251 |
| 第 15 章 渐开线行星齿轮传动设计与绘图 | 256 |
| 15.1 NGW 型行星齿轮传动设计与绘图 | 256 |
| 15.2 NW 型行星齿轮传动设计与绘图..... | 262 |
| 15.3 NN 型行星齿轮传动设计与绘图 | 266 |
| 15.4 WW 型行星齿轮传动设计与绘图 | 270 |
| 15.5 NGWN(I)型行星齿轮传动设计与绘图 | 274 |
| 15.6 NGWN(II)型行星齿轮传动设计与绘图 | 277 |
| 第 16 章 蜗杆传动设计与绘图 | 282 |
| 16.1 普通圆柱蜗杆传动设计与绘图..... | 282 |
| 16.2 圆弧圆柱蜗杆传动设计与绘图..... | 287 |

| | | |
|------------------------------------|--------------------------------|------------|
| 16.3 | 直廓环面蜗杆传动设计与绘图 | 292 |
| 第 17 章 | V 带传动设计与绘图 | 297 |
| 17.1 | 普通 V 带传动设计与绘图 | 297 |
| 17.2 | 基准宽度制窄 V 带传动设计与绘图 | 302 |
| 17.3 | 有效宽度制窄 V 带传动设计与绘图 | 307 |
| 第 18 章 | 同步带传动设计与绘图 | 312 |
| 第 19 章 | 滚子链传动设计与绘图 | 316 |
| 第 20 章 | 轴类设计与绘图 | 320 |
| 第 21 章 | 减速器的传动比分配 | 323 |
| 21.1 | 圆柱齿轮减速器的传动比分配 | 323 |
| 21.2 | 圆锥-圆柱齿轮减速器的传动比分配 | 326 |
| 21.3 | 蜗杆减速器的传动比分配 | 328 |
| 第 22 章 | 圆柱螺旋弹簧设计与绘图 | 329 |
| 22.1 | 圆柱螺旋压缩弹簧设计与绘图 | 329 |
| 22.2 | 圆柱螺旋拉伸弹簧设计与绘图 | 332 |
| 22.3 | 圆柱螺旋扭转弹簧设计与绘图 | 335 |
| 下篇 DRLE 智能机械设计软件 1.5 版本操作简介 | | |
| 第 23 章 | DRLE 智能机械设计软件 1.5 版本的安装 | 341 |
| 第 24 章 | 圆柱齿轮传动设计与绘图 | 343 |
| 24.1 | 外啮合圆柱齿轮传动设计与绘图 | 343 |
| 24.2 | 内啮合圆柱齿轮传动设计与绘图 | 356 |
| 第 25 章 | 圆锥齿轮传动设计与绘图 | 362 |
| 25.1 | 直齿锥齿轮传动设计与绘图 | 362 |
| 25.2 | 弧齿锥齿轮传动设计与绘图 | 367 |
| 25.3 | 新型“非零”分度锥综合变位锥齿轮传动设计与绘图 | 371 |
| 第 26 章 | 渐开线行星齿轮传动设计与绘图 | 375 |
| 26.1 | NGW 型行星齿轮传动设计与绘图 | 375 |
| 26.2 | NW 型行星齿轮传动设计与绘图 | 382 |
| 26.3 | NN 型行星齿轮传动设计与绘图 | 387 |
| 26.4 | WW 型行星齿轮传动设计与绘图 | 392 |
| 26.5 | NGWN(I)型行星齿轮传动设计与绘图 | 397 |

| | | |
|---------------|---------------------------|------------|
| 26.6 | NGWN(Ⅱ)型行星齿轮传动设计与绘图 | 401 |
| 第 27 章 | 蜗杆传动设计与绘图 | 407 |
| 27.1 | 普通圆柱蜗杆传动设计与绘图 | 407 |
| 27.2 | 圆弧圆柱蜗杆传动设计与绘图 | 412 |
| 27.3 | 直廓环面蜗杆传动设计与绘图 | 417 |
| 27.4 | 平面二次包络蜗杆传动设计 | 422 |
| 第 28 章 | 摆线针轮传动设计与绘图 | 424 |
| 第 29 章 | V 带传动设计与绘图 | 433 |
| 29.1 | 普通 V 带传动设计与绘图 | 433 |
| 29.2 | 基准宽度制窄 V 带传动设计与绘图 | 438 |
| 29.3 | 有效宽度制窄 V 带传动设计与绘图 | 442 |
| 第 30 章 | 同步带传动设计与绘图 | 448 |
| 30.1 | 周节制同步带传动设计与绘图 | 448 |
| 30.2 | 模数制同步带传动设计与绘图 | 451 |
| 30.3 | 特殊节距制同步带传动设计与绘图 | 454 |
| 30.4 | 圆弧齿同步带传动设计与绘图 | 458 |
| 第 31 章 | 滚子链传动设计与绘图 | 463 |
| 第 32 章 | 轴类设计与绘图 | 466 |
| 第 33 章 | 减速器的传动比分配 | 469 |
| 33.1 | 圆柱齿轮减速器的传动比分配 | 469 |
| 33.2 | 圆锥-圆柱齿轮减速器的传动比分配 | 471 |
| 33.3 | 蜗杆减速器的传动比分配 | 473 |
| 第 34 章 | 圆柱螺旋弹簧设计与绘图 | 474 |
| 34.1 | 圆柱螺旋压缩弹簧设计与绘图 | 474 |
| 34.2 | 圆柱螺旋拉伸弹簧设计与绘图 | 477 |
| 34.3 | 圆柱螺旋扭转弹簧设计与绘图 | 480 |
| 参考文献 | | 483 |

上
篇

机械设计理论计算示例

圆柱齿轮传动设计

1.1 外啮合圆柱齿轮传动设计

【例 1-1】 试设计某带式输送机的单级圆柱斜齿轮减速器, 已知小齿轮传递的额定功率 $P_1=15 \text{ kW}$, 小齿轮的转速 $n_1=750 \text{ r/min}$, 传动比 $u=4.5$, 螺旋角 $\beta=12^\circ$, 工作寿命 10 年 (设每年工作 300 天), 每天工作 10 h; 带式输送机工作平稳, 转向不变。

解:

1. 选择材料, 初步确定主要参数

选择大、小齿轮的材料均为 20CrMnTi, 芯部调质, 表面渗碳淬火, 硬度大于 45 HRC。由图 1-1, 按 MQ 级质量要求取值, 得 $\sigma_{Hlim}=1500 \text{ N/mm}^2$ 和 $\sigma_{Flim}=450 \text{ N/mm}^2$, 加工精度 6 级。

按齿面接触疲劳强度公式初步确定中心距 a :

$$a \geqslant CA_a(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{KT_1}{\varphi_a u \sigma_{Hp}^2}} \quad (\text{mm}) \quad (1-1)$$

式中, C 为修正系数, 对于钢对钢配对的齿轮副, $C=1$, 对于非钢对钢配对的齿轮副, 其值查表 1-1; σ_{Hp} 为许用接触应力, N/mm^2 , $\sigma_{Hp}=0.9\sigma_{Hlim}=0.9 \times 1500 \text{ N/mm}^2=1350 \text{ N/mm}^2$; A_a 为螺旋角系数, 由表 1-2 查得螺旋角系数 $A_a=476$; φ_a 为齿宽系数, 由表 1-3 选择 $\varphi_d=1$, 则

$$\varphi_a = \frac{\varphi_d}{0.5(u+1)} = \frac{1}{0.5(4.5+1)} = 0.36, \text{按表 1-4 圆整取 } \varphi_a=0.4; T_1 \text{ 为输入转矩, } \text{N} \cdot \text{m},$$

$T_1 = \frac{9550P_1}{n_1} = \frac{9550 \times 15}{750} \text{ N} \cdot \text{m} = 191 \text{ N} \cdot \text{m}$; K 为载荷系数, 常用值 $K=1.2 \sim 2$, 按齿轮对称布置, 速度中等, 冲击载荷较小, 取载荷系数 $K=1.25$ 。

表 1-1 修正系数 C

| 小齿轮 | 钢 | | | 铸钢 | | | 球墨铸铁 | | 灰铸铁 |
|-----|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | 铸钢 | 球墨铸铁 | 灰铸铁 | 铸钢 | 球墨铸铁 | 灰铸铁 | 球墨铸铁 | 灰铸铁 | 灰铸铁 |
| C | 0.997 | 0.970 | 0.906 | 0.994 | 0.967 | 0.898 | 0.943 | 0.880 | 0.836 |

表 1-2 钢对钢配对齿轮副的 A_a 值

| 螺旋角 β | 直齿轮 $\beta=0^\circ$ | 斜齿轮 $\beta=8^\circ \sim 15^\circ$ | 斜齿轮 $\beta=25^\circ \sim 35^\circ$ |
|-------------|---------------------|-----------------------------------|------------------------------------|
| A_a | 483 | 476 | 447 |
| A_d | 766 | 756 | 709 |

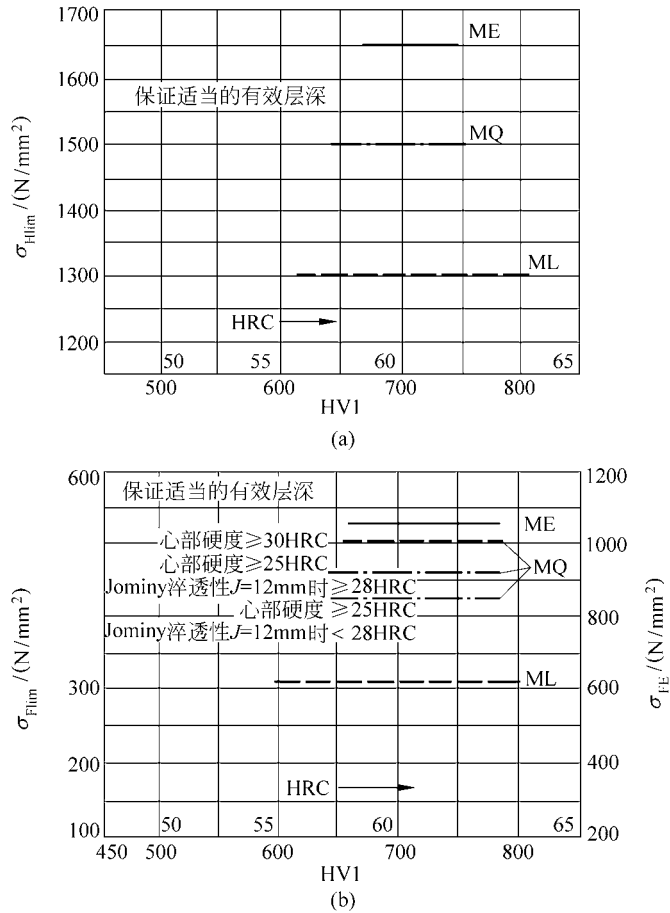


图 1-1 渗碳淬火钢的疲劳极限应力线图

(a) 齿面接触疲劳强度；(b) 齿根弯曲疲劳强度

表 1-3 齿宽系数 φ_d 的推荐范围

| 支承对齿轮的配置 | 载荷特性 | φ_d 的最大值 | | φ_d 的推荐值 | |
|-----------|------|--------------------------|----------------------|--------------------------|----------------------|
| | | 工作齿面硬度 | | | |
| | | 一对或一个齿轮 ≤ 350 HB | 两个齿轮都是 > 350 HB | 一对或一个齿轮 ≤ 350 HB | 两个齿轮都是 > 350 HB |
| 对称支承并靠近齿轮 | 变动较小 | 1.8(2.4) | 1(1.4) | 0.8~1.4 | 0.4~0.9 |
| | 变动较大 | 1.4(1.9) | 0.9(1.2) | | |
| 非对称配置 | 变动较小 | 1.4(1.9) | 0.9(1.2) | 0.6~1.2 | 0.3~0.6 |
| | 变动较大 | 1.15(1.65) | 0.7(1.1) | 0.4~0.8 | 0.2~0.4 |
| 悬臂配置 | 变动较小 | 0.8 | 0.55 | | |
| | 变动较大 | 0.6 | 0.4 | | |

注：括号内的数值用于人字齿轮。

表 1-4 齿宽系数推荐值 φ_a

| | | | | | | | | |
|-------------|-----|------|-----|------|-----|------|-----|-----|
| φ_a | 0.2 | 0.25 | 0.3 | 0.35 | 0.4 | 0.45 | 0.5 | 0.6 |
|-------------|-----|------|-----|------|-----|------|-----|-----|

将所得数据代入式(1-1),得

$$a \geq 1 \times 476 \times (4.5 + 1) \sqrt[3]{\frac{1.25 \times 191}{0.4 \times 4.5 \times 1350^2}} \text{ mm} = 110 \text{ mm}$$

取实际中心距 $a' = 120 \text{ mm}$ 。

由 $d_1 = \frac{2a}{u+1}$ 估算小轮直径 $d_1 = 40 \text{ mm}$ 。

根据经验公式估算模数 $m_n = \frac{d_1}{z_1} = \frac{40}{30} \sim \frac{40}{9}$, 初步确定模数范围 $1 \sim 4.44$, 取标准模数 $m_n = 2.5 \text{ mm}$ 。

2. 几何尺寸计算

已知齿轮的实际螺旋角 $\beta = 12^\circ$, 则小齿轮齿数为

$$z_1 = \frac{2a'}{m_n(1+u)} \cos \beta = 17.073$$

取整为 $z_1 = 17$ 。大齿轮齿数为

$$z_2 = uz_1 = 76.5$$

取整为 $z_2 = 76$ 。

齿宽 $b = a' \varphi_a = 48 \text{ mm}$, 其几何计算见表 1-5 (齿顶高系数 $h_{an}^* = 1$, 顶隙系数 $c^* = 0.25$, 压力角 $\alpha_n = 20^\circ$)。

表 1-5 角变位齿轮的几何计算

| 参 数 | 计 算 公 式 | 计 算 结 果 |
|--|--|--|
| 分度圆直径 d | $d = \frac{m_n z}{\cos \beta}$ | $d_1 = 43.449 \text{ mm}$ $d_2 = 194.245 \text{ mm}$ |
| 端面齿形角 α_t | $\alpha_t = \arctan \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}$ | $\alpha_t = 20.41^\circ$ |
| 未变位中心距 a | $a = \frac{m_n}{2 \cos \beta} (z_2 + z_1)$ | $a = 118.847 \text{ mm}$ |
| 中心距变动系数 y_n | $y_n = \frac{a' - a}{m_n}$ | $y_n = 0.461$ |
| 啮合角 α'_t | $\alpha'_t = \arccos \left(\frac{a}{a'} \cos \alpha_t \right)$ | $\alpha'_t = 21.841^\circ$ |
| 总变位系数 x_Σ 小齿轮变位系数 x_{n1} 大齿轮变位系数 x_{n2} | $x_\Sigma = (z_2 + z_1) \frac{\text{inv } \alpha'_t - \text{inv } \alpha_t}{2 \tan \alpha_n}$ <p>根据等滑动率来分配变位系数。因为</p> $\eta_1 = \frac{(z_1 + z_2)(\tan \alpha_{at2} - \tan \alpha')}{(z_1 + z_2) \tan \alpha' - z_2 \tan \alpha_{at2}}$ $\eta_2 = \frac{(z_1 + z_2)(\tan \alpha_{at1} - \tan \alpha')}{(z_1 + z_2) \tan \alpha' - z_1 \tan \alpha_{at1}}$ <p>其中,</p> $\alpha_{at} = \arccos \frac{d_b}{d + 2(h_{an}^* + x_n - x_\Sigma + y_n)m_n}$ <p>令 $\eta_1 = \eta_2$, 联立 $x_\Sigma = x_{n1} + x_{n2}$ 可解得 x_{n1} 和 x_{n2}</p> | $x_\Sigma = 0.477$ $x_{n1} = 0.439$ $x_{n2} = 0.038$ |
| 齿顶高变动系数 Δy | $\Delta y = (x_{n2} + x_{n1}) - y_n$ | $\Delta y = 0.016$ |

续表

| 参 数 | 计 算 公 式 | 计 算 结 果 |
|-------------------------|--|--|
| 齿顶高 h_a | $h_a = (h_{an}^* + x_n - \Delta y)m_n$ | $h_{a1} = 3.558 \text{ mm}$ $h_{a2} = 2.556 \text{ mm}$ |
| 齿根高 h_f | $h_f = (h_{an}^* + c^* - x_n)m_n$ | $h_{f1} = 2.028 \text{ mm}$ $h_{f2} = 3.03 \text{ mm}$ |
| 齿高 h | $h = h_a + h_f$ | $h_1 = h_2 = 5.586 \text{ mm}$ |
| 齿顶圆直径 d_a | $d_a = d + 2h_a$ | $d_{a1} = 50.565 \text{ mm}$ $d_{a2} = 199.356 \text{ mm}$ |
| 齿根圆直径 d_f | $d_f = d - 2h_f$ | $d_{f1} = 39.394 \text{ mm}$ $d_{f2} = 188.185 \text{ mm}$ |
| 基圆直径 d_b | $d_b = d \cos \alpha_t$ | $d_{b1} = 40.722 \text{ mm}$ $d_{b2} = 182.05 \text{ mm}$ |
| 齿顶压力角 α_{at} | $\alpha_{at} = \arccos \frac{d_b}{d_a}$ | $\alpha_{at1} = 36.358^\circ$ $\alpha_{at2} = 24.05^\circ$ |
| 端面重合度 ϵ_α | $\epsilon_\alpha = \frac{1}{2\pi} [z_1 (\tan \alpha_{at1} - \tan \alpha'_t) \pm z_2 (\tan \alpha_{at2} - \tan \alpha'_t)]$ | $\epsilon_\alpha = 1.457$ |
| 纵向重合度 ϵ_β | $\epsilon_\beta = \frac{b \sin \beta}{\pi m_n}$ | $\epsilon_\beta = 1.271$ |
| 总重合度 ϵ_γ | $\epsilon_\gamma = \epsilon_\alpha + \epsilon_\beta$ | $\epsilon_\gamma = 2.728$ |
| 当量齿数 z_v | $z_v = \frac{z}{\cos \beta \left\{ \cos \left[\arcsin (\sin \beta \cos \alpha_n) \right] \right\}^2}$ | $z_{v1} = 18.07$ $z_{v2} = 80.781$ |
| 固定弦齿厚 \bar{s}_{cn} | $\bar{s}_{cn} = m_n \left(\frac{\pi}{2} \cos^2 \alpha_n + x_n \sin 2\alpha_n \right)$ | $\bar{s}_{cn1} = 4.173 \text{ mm}$ $\bar{s}_{cn2} = 3.529 \text{ mm}$ |
| 固定弦齿高 \bar{h}_{cn} | $\bar{h}_{cn} = h_a - m_n \left(\frac{\pi}{8} \sin 2\alpha_n + x_n \sin^2 \alpha_n \right)$ | $\bar{h}_{cn1} = 2.591 \text{ mm}$ $\bar{h}_{cn2} = 2.121 \text{ mm}$ |
| 分度圆弦齿厚 \bar{s}_n | $\bar{s}_n = m_n z_v \sin \left(\frac{\pi}{2z_v} + \frac{2x_n \tan \alpha_n}{z_v} \right)$ | $\bar{s}_{n1} = 4.717 \text{ mm}$ $\bar{s}_{n2} = 3.996 \text{ mm}$ |
| 分度圆弦齿高 \bar{h}_n | $\bar{h}_n = h_a + \frac{z_v m_n}{2} \left[1 - \cos \left(\frac{\pi}{2z_v} + \frac{2x_n \tan \alpha_n}{z_v} \right) \right]$ | $\bar{h}_{n1} = 3.681 \text{ mm}$ $\bar{h}_{n2} = 2.576 \text{ mm}$ |
| 跨测齿数 k | $k = \frac{z'}{\pi} \left(\frac{1}{\cos \alpha_n} \sqrt{\left(1 + \frac{2x_n}{z'} \right)^2 - \cos^2 \alpha_n} - \frac{2x_n}{z'} \tan \alpha_n - \text{inv } \alpha_n \right) + 0.5$ 其中, $z' = z \frac{\text{inv } \alpha_t}{\text{inv } \alpha_n}$, 得 $z'_1 = 18.11, z'_2 = 80.96$ | $k_1 \approx 3, k_2 \approx 10$ |
| 公法线长度 w_n | $w_n = \{ \cos \alpha_n [\pi(k-0.5) + z' \text{inv } \alpha_n] + 2x_n \sin \alpha_n \} m_n$ | $w_{n1} = 19.835 \text{ mm}$ $w_{n2} = 73.012 \text{ mm}$ |
| 圆棒(球)直径 d_p | 按 z_v 和 x_n 查图 1-2 | $d_{p1} = 5.135 \text{ mm}$ $d_{p2} = 4.13 \text{ mm}$ |
| 圆棒(球)压力角 α_{Mt} | $\text{inv } \alpha_{Mt} = \text{inv } \alpha_t + \frac{d_p}{m_n z \cos \alpha_n} - \frac{\pi}{2z} + \frac{2x_n \tan \alpha_n}{z}$ | $\alpha_{Mt1} = 32.641^\circ$ $\alpha_{Mt2} = 21.514^\circ$ |
| 圆棒(球)跨距 M | (奇数齿) $M = \frac{m_t z \cos \alpha_t}{\cos \alpha_{Mt}} \cos \frac{90^\circ}{z} + d_p$ (偶数齿) $M = \frac{m_t z \cos \alpha_t}{\cos \alpha_{Mt}} + d_p$ | $M_1 = 53.288 \text{ mm}$ $M_2 = 199.813 \text{ mm}$ |

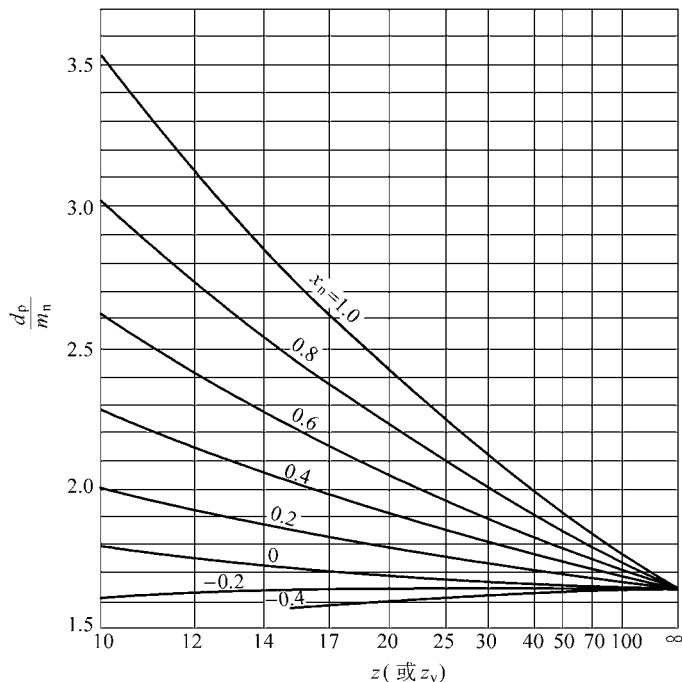


图 1-2 测量外齿轮用的圆棒直径

3. 强度校核

1) 齿面接触疲劳强度校核

计算接触应力为

$$\sigma_{H1} = Z_B Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b} \frac{u+1}{u}} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}} \quad (\text{N/mm}^2) \quad (1-2)$$

$$\sigma_{H2} = Z_D Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b} \frac{u+1}{u}} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}} \quad (\text{N/mm}^2) \quad (1-3)$$

式中, Z_B, Z_D 分别为小齿轮及大齿轮单对齿啮合系数; Z_H 为节点区域系数; Z_E 为弹性系数; Z_ϵ 为重合度系数; Z_β 为螺旋角系数; F_t 为端面内分度圆上的名义切向力, N; u 为齿数比; d_1 为小齿轮分度圆直径, mm; b 为工作齿宽, mm; K_A 为使用系数; K_V 为动载系数; $K_{H\beta}$ 为接触强度计算的齿向载荷分布系数; $K_{H\alpha}$ 为接触强度计算的齿间载荷分配系数。

许用接触应力为

$$\sigma_{Hp} = \frac{\sigma_{HG}}{S_{Hmin}} \quad (\text{N/mm}^2) \quad (1-4)$$

$$\sigma_{HG} = \sigma_{Hlim} Z_{NT} Z_L Z_V Z_R Z_W Z_x \quad (\text{N/mm}^2) \quad (1-5)$$

式中, σ_{HG} 为计算齿轮的接触极限应力; σ_{Hlim} 为试验齿轮的接触疲劳极限; Z_{NT} 为接触强度计算的寿命系数; Z_L 为润滑剂系数; Z_V 为速度系数; Z_R 为粗糙度系数; Z_W 为工作硬化系数; Z_x 为接触强度计算的尺寸系数。

计算安全系数为

$$S_H = \frac{\sigma_{HG}}{\sigma_H} = \frac{\sigma_{Hlim} Z_{NT} Z_L Z_V Z_R Z_W Z_x}{\sigma_H} \quad (1-6)$$

(1) 确定使用系数 K_A

根据原动机、工作机特性和表 1-6, 查得使用系数 $K_A=1$ 。

表 1-6 使用系数 K_A

| 原动机工作特性 | 工作机工作特性 | | | |
|---------|---------|------|------|----------|
| | 均匀平稳 | 轻微冲击 | 中等冲击 | 严重冲击 |
| 均匀平稳 | 1 | 1.25 | 1.5 | 1.75 |
| 轻微冲击 | 1.1 | 1.35 | 1.6 | 1.85 |
| 中等冲击 | 1.25 | 1.5 | 1.75 | 2 |
| 严重冲击 | 1.5 | 1.75 | 2 | 2.25 或更大 |

(2) 确定动载系数 K_V

$$K_V = \left(\frac{A}{A + \sqrt{200v}} \right)^{-B} \quad (1-7)$$

要求出 K_V , 需要确定系数 B, A 和速度 v 。因为传动精度系数为

$$C = -0.5048 \ln z - 1.144 \ln m_n + 2.852 \ln f_{pt} + 3.32 \quad (1-8)$$

其中, 单个齿距偏差

$$f_{pt} = [0.3(m + 0.4\sqrt{d}) + 4] \times \sqrt{2} \mu\text{m} = 7.836 \mu\text{m}$$

将 $z_1=17, m_n=2.5 \text{ mm}, f_{pt}=7.836 \mu\text{m}$ 代入式(1-8), 得

$$C = -0.5048 \ln 17 - 1.144 \ln 2.5 + 2.852 \ln 7.836 + 3.32 \approx 6.7$$

取 $C=7$, 由此可得

$$B = 0.25(C - 5)^{0.667} = 0.3969$$

$$A = 50 + 56(1 - B) = 83.77$$

齿轮线速度为

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \ 000} = \frac{\pi \times 43.449 \times 750}{60 \ 000} \text{ m/s} = 1.706 \text{ m/s}$$

将以上参数代入式(1-7), 则动载系数为

$$K_V = \left(\frac{83.77}{83.77 + \sqrt{200 \times 1.706}} \right)^{-0.3969} = 1.0823$$

(3) 确定齿向载荷分布系数 $K_{H\beta}$

$$K_{H\beta} = a_1 + a_2 \left[1 + a_3 \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 \right] \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 + a_4 b \quad (1-9)$$

本题的情况是装配时检验调整或跑合。首先按 $K_{H\beta} \leq 1.34$ 计算。根据精度等级 6, 由表 1-7 查得 $a_1=1.05, a_2=0.26, a_3=0, a_4=1.6 \times 10^{-4}$, 代入式(1-9)得

$$\begin{aligned} K_{H\beta} &= 1.05 + 0.26 \times \left(\frac{48}{43.449} \right)^2 + 1.6 \times 10^{-4} \times 48 \\ &= 1.375 \end{aligned}$$

因为 $K_{H\beta} > 1.34$, 所以应用 $K_{H\beta} > 1.34$ 的数据重新计算。由表 1-7 查得 $a_1=1, a_2=0.31, a_3=0, a_4=1.9 \times 10^{-4}$, 代入式(1-9)得

$$K_{H\beta} = 1 + 0.31 \times \left(\frac{48}{43.449} \right)^2 + 1.9 \times 10^{-4} \times 48$$

$$= 1.3875$$

表 1-7 齿向载荷分布系数 $K_{H\beta}$

| $K_{H\beta} = a_1 + a_2 \left[1 + a_3 \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 \right] \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 + a_4 b$ | | | | | | | |
|---|---|-------|-------|--------------|-----|-----|----------------------|
| 装配时不作检验调整 | | | | | | | |
| 精度等级 | | a_1 | a_2 | a_3 (支承方式) | | | a_4 |
| | | | | 对称 | 非对称 | 悬臂 | |
| $K_{H\beta} \leq 1.34$ | 5 | 1.09 | 0.26 | 0 | 0.6 | 6.7 | 2×10^{-4} |
| $K_{H\beta} > 1.34$ | | 1.05 | 0.31 | 0 | 0.6 | 6.7 | 2.3×10^{-4} |
| $K_{H\beta} \leq 1.34$ | 6 | 1.09 | 0.26 | 0 | 0.6 | 6.7 | 3.3×10^{-4} |
| $K_{H\beta} > 1.34$ | | 1.05 | 0.31 | 0 | 0.6 | 6.7 | 3.8×10^{-4} |
| 装配时检验调整或跑合 | | | | | | | |
| 精度等级 | | a_1 | a_2 | a_3 (支承方式) | | | a_4 |
| | | | | 对称 | 非对称 | 悬臂 | |
| $K_{H\beta} \leq 1.34$ | 5 | 1.05 | 0.26 | 0 | 0.6 | 6.7 | 1×10^{-4} |
| $K_{H\beta} > 1.34$ | | 0.99 | 0.31 | 0 | 0.6 | 6.7 | 1.2×10^{-4} |
| $K_{H\beta} \leq 1.34$ | 6 | 1.05 | 0.26 | 0 | 0.6 | 6.7 | 1.6×10^{-4} |
| $K_{H\beta} > 1.34$ | | 1 | 0.31 | 0 | 0.6 | 6.7 | 1.9×10^{-4} |

(4) 确定切向力 F_t

由公式 $T = 9550 P_1 / n_1 = 9550 \times 15 / 750 \text{ N} \cdot \text{m} = 191 \text{ N} \cdot \text{m}$ 得

$$F_t = \frac{2000 T_1}{d_1} = 2000 \times 191 / 43.449 \text{ N} = 8792 \text{ N}$$

(5) 确定齿间载荷分配系数 $K_{H\alpha}, K_{F\alpha}$

$K_{H\alpha}$ 和 $K_{F\alpha}$ 根据 $K_A F_t / b$ 值由表 1-8 查得。因为 $\frac{K_A F_t}{b} = \frac{1 \times 8792}{48} \text{ N/mm} = 228.95 \text{ N/mm}$ ，根据表 1-8 查得 $K_{H\alpha} = 1.1$ 。

表 1-8 齿间载荷分配系数 $K_{H\alpha}, K_{F\alpha}$

| $K_A F_t / b$ | | $\geq 100 \text{ N/mm}$ | | | | | | | $< 100 \text{ N/mm}$ |
|---------------|---------------|-------------------------|-----|-----|---------------------------|---|----|-------|---------------------------|
| | | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11~12 | |
| 硬齿面直齿轮 | $K_{H\alpha}$ | 1 | 1.1 | 1.2 | $1/Z_\epsilon^2 \geq 1.2$ | | | 5级及更低 | |
| | $K_{F\alpha}$ | | | | | | | | $1/Y_\epsilon^2 \geq 1.2$ |
| 硬齿面斜齿轮 | $K_{H\alpha}$ | 1 | 1.1 | 1.2 | 1.4 | $\epsilon_\alpha / \cos^2 \beta_b \geq 1.4$ | | 5级及更低 | |
| | $K_{F\alpha}$ | | | | | | | | |